

PAT-NO: JP360080914A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 60080914 A

TITLE: REAR SUSPENSION OF CAR

PUBN-DATE: May 8, 1985

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

INOUE, HITOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

MAZDA MOTOR CORP

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP58188707

APPL-DATE: October 9, 1983

INT-CL (IPC): B60G003/06

ABSTRACT:

PURPOSE: To raise the steering performance and stability of a car, by forming right and left wheels supporting members, which support rear wheels as they can swing freely upward and downward, as a change of toe occurs at rear wheels when a lateral power is added, and setting right and left wheels supporting members unsymmetrically.

CONSTITUTION: In a trailing type rear suspension, both front ends of a pair of right and left trailing arms 1R, 1L, which extend along the longitudinal direction of a car body, are connected with a torsion beam 4 which extends along the lateral direction of the car body. To both ends of the torsion beam 4, a pair of right and left sub arms 5R, 5L are pivoted, through rubber bushes 11R, 11L which have center shafts along the vertical direction of the car body. Front ends of the sub arms 5R, 5L are supported on the car body through rubber bushes 6R, 6L which have center shafts along the lateral direction of the car body. In this case, right and left sub arms 5R, 5L are formed as they are different in their lengths, and the toe-in quantity of right rear wheel 3R, which becomes an outer wheel while left-turning, is made less than that of left rear wheel 3L, which becomes an outer wheel while right-turning.

COPYRIGHT: (C)1985,JPO&Japio

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭60-80914

⑬ Int.Cl.⁴

B 60 G 3/06

識別記号

庁内整理番号

8009-3D

⑭ 公開 昭和60年(1985)5月8日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑮ 発明の名称 自動車のリヤサスペンション

⑯ 特 願 昭58-188707

⑰ 出 願 昭58(1983)10月9日

⑱ 発 明 者 井 上 等 広島県安芸郡府中町新地3番1号 東洋工業株式会社内

⑲ 出 願 人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号

⑳ 代 理 人 弁理士 村田 実

明 細 書

1 発明の名称

自動車のリヤサスペンション

2 特許請求の範囲

(1) 車体後部の左右両側にそれぞれ上下方向に揺動自在として取付けられた各車輪支持部材に後輪を回転自在に支持してなる自動車のリヤサスペンションであって、

前記各車輪支持部材は、後輪が旋回時に作用する横力を受けてトー変化が生じるように構成されており、

左右の旋回のうちアングステアリング傾向が強い側の旋回時において外輪側となる後輪のトーイン方向へのトー変化量が、反対側の旋回時において外輪側となる後輪のトーイン方向へのトー変化量に比して小さくなるように、前記左右の車輪支持部材が非対称に構成されている、

ことを特徴とする自動車のリヤサスペンション。

3 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、左右旋回時における偏向特性を打ち消して左右旋回時共に同じようなステアリング特性が得られるようにした自動車のリヤサスペンションに関するものである。

(従来技術)

自動車のなかには、その構造上、左右のステアリング特性に相違を生じてしまうものがある。すなわち、例えば左旋回時の方が右旋回時よりもアングステアリング傾向が強くなる場合として、FF車(フロントエンジンフロントドライブ車)においては、重量物であるエンジンの配置関係上右前輪荷重が左前輪荷重よりも大きい場合や、左前輪ドライブシャフトが右前輪ドライブシャフトより短い場合があり、またFR車(フロントエンジンフロントドライブ車)においては、左後輪荷重が右後輪荷重よりも大きい場合や、右後輪ドライブシャフトが左後輪ドライブシャフトよりも短い場合がある。

このような左右のステアリング特性の相違を補正するものとして、実開昭58-141806号

公報に示すように、ロアアームの車体側への取付部位にあるゴムブッシュの硬度を左右で異らせることにより、トルクステアによる左右のステアリング特性を打ち消すようにしたものがある。

(発明の目的)

本発明は、種々の原因に基づく左右のステアリング特性の相違に十分対処して、リヤサスペンションの構造を工夫することにより、左右のステアリング特性として同じようなものが得られるようにした自動車のリヤサスペンションを提供することを目的とする。

(発明の構成)

前述の目的を達成するため、本発明にあっては、旋回時における後輪に作用する横力(コーナリングフォース)を受けて、後輪がトー変化を生じるよう構成され、しかも左右のトー変化が異なるようにしたものである。

具体的には、後輪を上下方向に揺動自在に支持する左右の各車輪支持部材を、上記横力を受けた際に後輪にトー変化が生じるように構成する一

方、左右の車輪支持部材を、例えばその寸法あるいはその連結部分に介在されるゴムブッシュの硬度等が異なる非対称として構成して、アングステアリング傾向が強くなるときの旋回時において外輪となる側の後輪のトーイン方向へのトー変化量を、これとは反対方向の旋回時において外輪となる側の後輪のトーイン方向へのトー変化量よりも小さくなるようにしてある。

(実施例)

先ず、以下に説明する実施例においては、全て左旋回時の方が右旋回時よりもアングステアリング傾向が強い場合を前提として、このアングステアリング特性の相違を打ち消すような構造のものとしてある。

第1図ないし第3図は本発明をトレーリング式リヤサスペンションに適用した第1実施例を示し、1R、1Lは車体前後方向に伸びる左右一対のトレーリングアームで、該各トレーリングアーム1R、1Lの後端部には、キングピン2R、2Lを介して左右の後輪3R、3Lが回転自在に取

3

4

付けられている。また、上記トレーリングアーム1R、1Lは、その各前部を車幅方向に伸びるトーションビーム4の両端部に接続することによって互いに連結されている。このトーションビーム4は、前向きに開放した断面U字状とされ、車幅方向すなわち軸方向に剛性が高く、かつねじり方向に弾性変形可能に形成されている。

また5R、5Lはほぼ車体前後方向に伸びる左右一対のサブアームで、該サブアーム5R、5Lの前端部には、車幅方向に平行な中心軸を有する第1ゴムブッシュ6Rあるいは6Lが固着されている。このゴムブッシュ6R、6Lは、車体の軸支部(図示せず)間に架設した支軸部材7Rあるいは7Lが挿通可能な内筒8と、該内筒8の長さよりも短く上記サブアーム5Rあるいは5Lに連結固着された外筒9と、該両筒8、9の間に充填固着されたゴム材10とからなり、上記内筒8両端面を車体の軸支部側面に当接せしめて軸支部間に配置され、ゴムブッシュ6R、6Lの内筒8内に支軸部材7Rあるいは7Lが挿通されて回転自在に軸

支されており、これにより上記各サブアーム5R、5Lの前端は、第1ゴムブッシュ6Rあるいは6Lを介して車体に車幅方向を回転中心として回転自在に揺着されている。

一方、上記各サブアーム5R、5Lの後端部には、車体上下方向に平行な中心軸を有する第2ゴムブッシュ11Rあるいは11Lが固着されている。該ゴムブッシュ11R、11Lは、上記トーションビーム4の左右端部の上下側壁4a、4a間に設けたボルトからなる支軸部材12Rあるいは12Lが挿通可能な内筒13と、該内筒13の長さよりも短く上記サブアーム5Rあるいは5Lに連結固着された外筒14と、該両筒13、14間に充填固着されたゴム材15とからなり、上記内筒13両端面を上記トーションビーム4両端部の上下側壁4a、4a面に当接せしめて上下側壁4a、4a間に配置され、該ゴムブッシュ11R、11Lの内筒13内に支軸部材12Rあるいは12Lが挿通されて回転自在に軸支されており、よって上記各サブアーム5R、5Lの後端

5

6

は、第2ゴムブシュ11Rあるいは11Lを介して、トーションビーム4左右端部に車体上下方向を回転中心として回動自在に抱着されている。

前記左右一對のサブアーム5R、5Lの車体との取付間隔1、すなわち左右の第1ゴムブシュ6R、6Lの中心軸方向中央部間の距離は、左右一對のサブアーム5R、5Lのトーションビーム4との取付間隔1、すなわち左右の第2ゴムブシュ11R、11Lの中心軸間距離よりも大きく設定されている。これにより、各サブアーム5R、5Lの車体との取付位置は、対応するサブアーム5R、5Lのトーションビーム4との取付位置よりも車幅方向外側に位置するように設定されている。

ここで、前記左右のサブアーム5R、5Lの長さは互いに異なっていて、左のサブアーム5Rの長さ $2L$ の方が右のサブアーム5Rの長さ $2R$ よりも長くなっている($2L > 2R$)。すなわち、左右の支軸部材7R、7Lとトーションビーム4とは互いに平行とされて該両者7R、7Lと4と

の車体前後方向間隔は同一されており、左のサブアーム5Lを長くした関係上、該左のサブアーム5L後端のトーションビーム4に対する連結位置(支軸部材12Lの位置)が、右のサブアーム5R後端のトーションビーム4に対する連結位置(支軸部材12Rの位置)よりもより一層車体内方向側に位置されたものとなっている。この左右のサブアーム5R、5Lの長さが相違する関係上、左の支軸部材7Lの軸心と右のサブアーム5Lの中心線とのなす角 αL は、右の支軸部材7Rの軸心と右のサブアーム5Rの中心線とのなす角 αR よりも小さくなっている。

次に、上記第1実施例の作用について説明するに、例えば第1図で右側に旋回走行するとき、左右の後輪3R、3Lに旋回中心に向う横力(コーナリングフォース)、とりわけ外輪となる左後輪3Lに大きな横力が作用する。その場合、左右のサブアーム5R、5Lは、それぞれの前端の第1ゴムブシュ6R、6Lの弾性変形により該ゴムブシュ6R、6Lの中心軸方向中央部(サブアーム

7

8

5R、5Lの車体取付部)を回動中心として水平面内を反時計方向に傾動する。この傾動に伴って、左右のサブアーム5R、5L後端(すなわちサブアーム5R、5Lのトーションビーム4に対する取付部)はそれぞれ回動中心よりも車幅方向内側後方位置(左側サブアーム5Lにあっては右側後方位置、右側サブアーム5Rにあっては左側後方位置)にあるため、左側サブアーム5L後端にあっては前方内側に移動し、右側サブアーム5R後端にあっては後方外側に移動する。このことにより、トーションビーム4が旋回中心方向である右側に移動しながら時計方向に回動し、該トーションビーム4の動きに伴って左右のトレーリングアーム1R、1Lが時計方向に傾動して、左右の後輪3R、3Lはそれぞれ旋回方向側に向いたトーイン方向に傾くようになる。また、第1図で左側に旋回する場合には、上述の場合とは左右が逆になって、トーションビーム4が左側に移動しながら反時計方向に回動して、左右の後輪3R、3Lがそれぞれ旋回方向に向いたトーイン方

向に傾くようになる。

ここで、本実施例においては、左右のサブアーム5Rと5Lの長さが前述のように異なるため、旋回時に内輪よりも大きな横力を受ける外輪となる左右の後輪3Rまたは3Lのトーイン量が異なり、左旋回時に外輪となる右後輪3Rのトーイン量が、右旋回時に外輪となる左後輪3Lのトーイン量よりも小さくなる。すなわち、左のサブアーム5Lの長さ $2L$ の方が右のサブアーム5Rの長さ $2R$ よりも長い場合、横力を受けた際の左側のゴムブシュ6Lと右側のゴムブシュ6Rとの弾性変形量が同じであるとする、この弾性変形に対応したサブアーム5R、5L後端の変位量はその長さが長くなる程大きくなるので、上述のトーイン量に相違が生じる。そして、後輪のトーイン量が大きくなるということは、アングステアリング傾向が強くなるということである。

従って、右旋回時に大きな横力を受ける左後輪3Lは大きなトーイン変化が生じるので、元々アングステアリング傾向が弱かった右旋回時には、

9

10

該アングステアリング傾向が大きく強調されるように補正される一方、左旋回時に大きな横力を受ける外輪となる右後輪3Rは小さなトーイン変化しか生じないので、元々アングステアリング傾向が強かった左旋回時にはこのアングステアリング傾向が若干強調される程度に補正されるだけで、全体としては、右旋回時と左旋回時とのステアリング特性が同じようなものが得られる。

第4図～第6図は前述した実施例とは異なる形式のリヤサスペンションに本発明を適用した場合を示すが、本実施例では左右後輪のサスペンション共に基本的には同一構造なので、以下の説明では右後輪用のサスペンションについて説明することとして、左後輪用サスペンションについては、右後輪用の構成要素に付した「R」の添字に代えて「L」の添字を用いることとして、その重複した説明を省略する。

第4図、第5図において、21はばね上重量としての車体に固定されたサブフレームで、該サブフレーム21には、スイングアーム式の車輪支持

部材22Rを介して、右後輪23Rが上下動自在に保持されている。

前記車輪支持部材22Rは、それぞれほぼ車輪方向に伸びる前ラテラルリンク24Rおよび後ラテラルリンク25Rと、車体前後方向に伸びるホイールサポート部材としての連結リンク26Rと、を有している。この前ラテラルリンク24Rの内端部(車輪方向内端部)は、サブフレーム21より突設した支軸27Rに対して、ゴムブッシュ28Rを介して回動自在に連結され、後ラテラルリンク25Rの内端部(車輪方向内端部)は、サブフレーム21より突設した支軸29Rに対して、ゴムブッシュ30Rを介して回動自在に連結されている。また、前ラテラルリンク24Rの外端部は、前記連結リンク26Rの前端部とゴムブッシュ31Rを介して回動自在に連結され、後ラテラルリンク25Rの外端部は、該連結リンク26Rの後端部とゴムブッシュ32Rを介して回動自在に連結されている。そして、連結リンク26Rにはキングピン33Rが突設されると共に、右後輪23

Rが該キングピン33Rを中心にして回動自在に保持されている。

前記支軸27R、29Rおよびゴムブッシュ28R、30R、31R、32Rは、それぞれ車体前後方向にその軸心が伸びており、したがって右後輪23Rは、支軸27R、28Rを中心にして上下方向に揺動自在となっている。そして、連結リンク26Rには、ほぼ車体前後方向に伸びるテンションロッド34Rの後端部がゴムブッシュ35Rを介して回動自在に連結され、該テンションロッド34Rの前端部は、ブッシュ36Rを介して、車体より突設したブラケット37Rに回動自在に連結されている。勿論、この両ブッシュ35R、36Rは車輪方向に伸びており、上記テンションロッド34Rによって、車輪支持部材22Rの前後方向の剛性が確保されている。

第5図中38Rは連結リンク26Rと車体との間に架設された油圧緩衝器、39Rは該油圧緩衝器38Rを伸び方向に付勢している懸架ばねである。

なお、前述した各ゴムブッシュは、前記第1図～第3図に示した前記実施例のものと同様なものが用いられている。

左右支持部材22R、22Lの両ラテラルリンク24Rと25R同志、および24Lと25L同志は、互いに非平行とされて、その各外端部における前後方向間隔が、各内端部における前後方向間隔よりも小さくされて、その各内端部は、各外端部よりも車体前後方向外側へ位置している。したがって、第8図に示すように、右側の前後ラテラルリンク24R、25Rの各中心線延長線は、右後輪23Rの外方側で交わり、また左側の前後ラテラルリンク24L、25Lの各中心線延長線は、左後輪23Lの外方側で交っている。そして、上記各交点は、キングピン13R、13Lと同一直線上にあるホイールセンタ上に位置するようにされている。

ここで、本実施例では、前後ラテラルリンク24R、24L、25R、25Lのサブフレーム21に対する連結部分となるゴムブッシュ28R、2

8 L、30 R、30 Lの硬度を調整して部分的に異ならせるようにしてある。すなわち、この硬度は、右後ラテラルリンク25 R内端部のゴムブシュ30 Rが最も小さく、次いで左後ラテラルリンク25 L内端部のゴムブシュ30 Lが小さく、左右の前ラテラルリンク24 R、24 Lの各内端部のゴムブシュ28 L、28 Rが最も大きくなっている（硬度は $28 R = 28 L > 30 L > 30 R$ ）。なお、左右前後のラテラルリンク24 R、24 L、25 R、25 Lの各外端部のゴムブシュ31 R、31 L、32 R、32 Lの硬度は互いに等しくされている。

次に上記構成の作用について説明する。いま、自動車が左旋回したとすると、その外輪となる右後輪3 Rには内輪となる左後輪3 Lよりも大きな横力（コーナリングフォース）が作用することになる。このとき、右車輪支持部材22 Rには、車輪方向内方側への押圧力を受けるが、後ラテラルリンク25 Rのサブフレーム21に対する連結部分のゴムブシュ30 Rの硬度が、前ラテラルリン

ク24 Rのサブフレーム21に対する連結部分のゴムブシュ28 Rの硬度よりも小さいため、ゴムブシュ30 Rの方が28 Rよりも大きく弾性変形する結果、右後ラテラルリンク25 Rは前ラテラルリンク24 Rよりも大きく車体内方側へ変位する。この結果、右車輪支持部材22 Rには、上記同ゴムブシュ28 R、30 Rを中心にして第6図時計方向に傾動して、右後輪23 Rはトーアウト方向に傾くことになる。同様に、右旋回時に大きな横力を受ける外輪となる左後輪23 Lも、ゴムブシュ28 Lの硬度よりも30 Lの硬度の方が小さいためにトーアウト方向に傾くこととなる。そして、前述したように、右側のゴムブシュ30 Rの硬度の方が左側のゴムブシュ30 Lの硬度よりも小さいため、左旋回時に外輪となる右後輪23 Rのトーアウト量の方が、右旋回時に外輪となる左後輪23 Lのトーアウト量よりも大きくなる（トーイン方向へのトー変化量として比較した場合は、トーアウト量はマイナスのトーイン量とみなせるので、上記後輪23 Rのトーイン量の方が

15

上記後輪23 Lのトーイン量よりも小さくなる）。

このように、右旋回時には大きな横力を受ける左後輪23 Lは小さなトーアウト変化が生じるので、元々アングステアリング傾向が弱い右旋回時には若干アングステアリング特性が弱められる一方、左旋回時に大きな横力を受ける外輪となる右後輪23 Rには大きなトーアウト変化が生じるので、元々アングステアリング傾向が強い左旋回時には大幅にアングステアリング特性が弱められるように補正されることとなって、全体として左右旋回時のステアリング特性が同じようなものが得られる。

なお、右旋回時の方が左旋回時よりもアングステアリング傾向が強い自動車の場合は、前述した実施例におけるサブフレームの長さ関係あるいはゴムブシュの硬度の関係を、前述した説明とは逆にすればよい。

（発明の効果）

本発明は以上述べたことから明らかなように、

16

左右の車輪に加わる荷重の相違等により生じる左右のステアリング特性の相違を打ち消して、左右同じようなステアリング特性を得ることができ、自動車の操縦性、安定性を向上させることができる。特に、本発明にあっては、リアサスペンションによって上述したステアリング特性の左右差を打ち消すので、操舵輪となる前輪で対処する場合に比して制約を受けることが少なく、設計上の自由度の大きさという観点からも有利となる。

4 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例を示す平面図。

第2図は第1図の一部断面要部拡大平面図。

第3図は第1図の一部断面要部拡大側面図。

第4図は本発明の他の実施例を示す平面図。

第5図は第4図の後方立面図。

第6図は第4図を簡略して示したスケルトン図。

1 R、1 L・・・・・・トレーリングアーム

3 R、3 L・・・・・・後輪

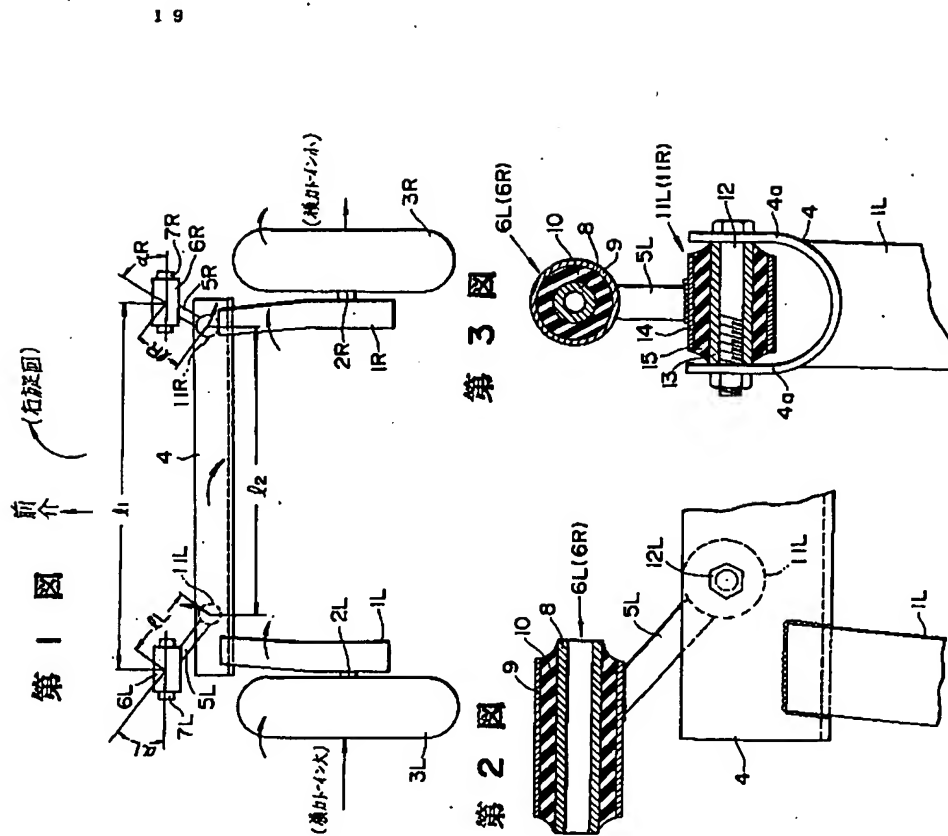
5 R、5 L・・・・・・サブアーム

17

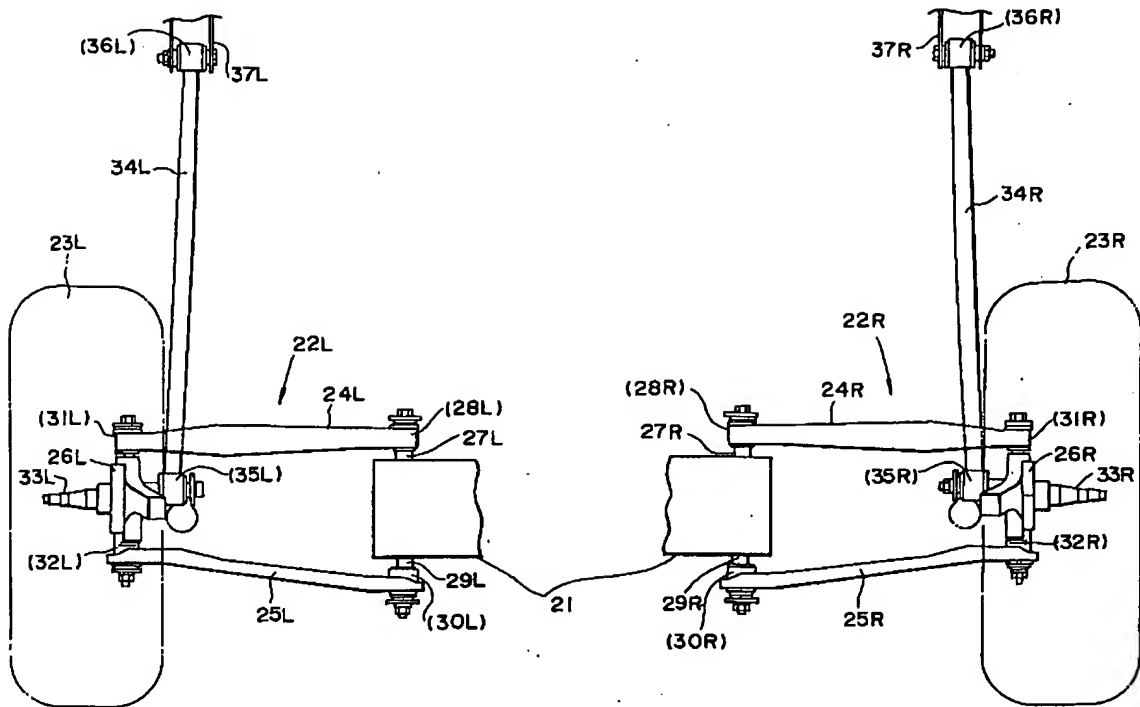
18

23R、23L・・・後輪
 24R、24L・・・前ラテラルリンク
 25R、25L・・・後ラテラルリンク
 28R、28L、
 30R、30L・・・ゴムブッシュ

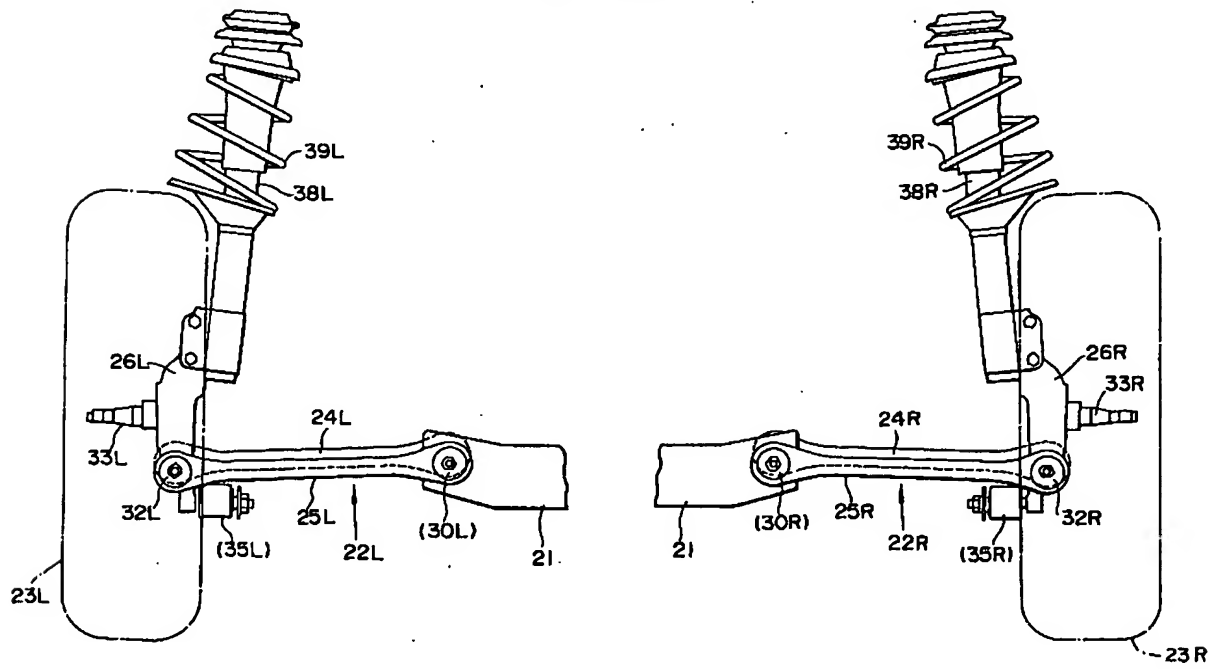
特許出願人 東洋工業株式会社
 代理人 弁理士 村田 実



第 4 図



第 5 図



第 6 図

